

Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Д.В. Демиденко, инж., В.Г. Кондратенко, инж.

ВЫЯВЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО ПУСКЕ

Одним из важнейших требований рынка в последние годы является снижение расхода топлива двигателем автомобиля или трактора. Для этих целей наиболее перспективным направлением является использование дизельных силовых установок. Вместе с тем применение только экономичного и высокоэффективного двигателя будет недостаточно, и для достижения наилучших результатов требуется комплексный подход, то есть оптимальное сочетание конструктивных параметров элементов автомобиля (трактора) и самого дизеля. Известно, что расход топлива увеличивается с ростом массы автомобиля (трактора), а на массу автомобиля и двигателя наравне с другими элементами влияет масса системы электростартерного пуска (СЭП). По данным источника [1] у автомобилей в зависимости от типа и назначения масса СЭП составляет 1...3 % от их массы, а масса стартера - до 6 % от массы двигателя. Это приводит к тому, что на перевозку СЭП расходуется приблизительно 0,5...2% потребляемого топлива.

Автотракторная и электротехническая промышленности проводят работу по снижению материалоемкости СЭП при сохранении мощности пусковой системы. Нефтеперерабатывающая промышленность ведет работы по разработке синтетических загущенных масел всесезонного использования с улучшенной для пуска вязкостно-температурной характеристикой. И, наконец, третьим (замыкающим) звеном в комплексном подходе к минимизации материалоемкости СЭП при сохранении пусковых качеств автотракторного дизеля является проблема разработки устройств облегчения пуска самого холодного двигателя. Применяемые до настоящего времени жидкостные предпусковые подогреватели охлаждающей жидкости и масла для большинства тракторных двигателей водяного охлаждения [2] не только не снижают массу транспортного средства, а наоборот требуют дополнительного расхода топлива на обеспечение их работы и перевозку.

Применение менее энергоемких и более прогрессивных технологий локального предпускового разогрева критических (определяющих средний момент сопротивления двигателя при пуске) узлов трения сдерживается дефицитом исследований в этой области.

Вращая коленчатый вал дизеля, пусковое устройство затрачивает электрическую энергию на преодоление сопротивления сил трения в кинематических парах, на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда или продуктов сгорания, на компенсацию разницы работ сил сжатия и расширения и на привод вспомогательных механизмов. Тогда средний

момент сопротивления ($M_{сопр.ср.}$) вращению коленчатого вала дизеля при пуске можно представить в виде четырех составляющих:

$$M_{сопр.ср.} = M_{г.ср.} + M_{н.ср.} + M_{т.ср.} + M_{в.ср.}, \quad (1)$$

где $M_{г.ср.}$ – средний момент сопротивления газовых сил, обусловленный разностью работ сил сжатия и расширения, Н·м;

$M_{н.ср.}$ – момент, затрачиваемый на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда, Н·м;

$M_{т.ср.}$ – средний момент сопротивления сил трения, Н·м;

$M_{в.ср.}$ – момент, затрачиваемый на привод вспомогательных механизмов, Н·м.

В качестве объекта исследования выбран базовый вариант разработанного КП ХКБД автотракторного четырехтактного дизеля 4ДТНА (рис. 1), тракторная модификация которого (4ДТА) предназначена для использования в силовых установках тракторов ХТЗ-6021 и ТЛ-30, а автомобильная (4ДТНА1) – автомобилей типа УАЗ, ГАЗель. Эксперименты проводились в натурных условиях автомобиля УАЗ-31512 при тепловых состояниях дизеля, соответствующих температурам (-2...+7)° С. Для получения требуемой для таких исследований предельной для пуска вязкости масла система смазки дизеля была заправлена летним моторным маслом Галол М-4042ТД [3], предназначенным для эксплуатации дизелей в условиях, где температура окружающей среды достигает 55° С, охлаждающей жидкости и масла - 130° С. Вязкостно-температурная характеристика этого масла представлена на рис. 2.

Момент сопротивления измерялся с помощью тарированного стартера СТ 515.3708. Тарировочная характеристика $M_{см.} = f(I_{см.})$ (рис. 3) снята разработчиком стартера на специальном стенде.

Приведенный к коленчатому валу дизеля момент стартера определялся по формуле:

$$M_{см.д.} = M_{см.} \cdot \eta \cdot i_{см.д.}, \quad (2)$$

где $i_{см.д.} = 10,45$ – передаточное отношение привода стартера;

η - КПД привода, принимаемое равным 0,85.

Прокручивание коленчатого вала дизеля 4ДТНА тарированным стартером осуществлялось в диапазоне частот его вращения от 50 до 200 мин⁻¹ за счет электропитания стартера источниками различного напряжения и мощности. При этом влияние составляющих уравнения (1) на средний момент сопротивления дизеля определялось при следующих вариантах сборки дизеля:

Вариант 1. Полностью собранный дизель 4ДТНА.

Вариант 2. Дизель варианта 1 с демонтированными из каждого цилиндра форсунками топливной аппаратуры и свечами накаливания.

Вариант 3. Дизель варианта 2 с отключенными приводами вентилятора, генератора и водяного насоса;

Вариант 4. Дизель варианта 3 с отключенным приводом топливного насоса высокого давления;

Вариант 5. Дизель варианта 4 с проточенными до диаметра затылка кулачками привода клапанов механизма газораспределения;

Вариант 6. Дизель варианта 5 с отключенным приводом кулачкового вала механизма газораспределения;

Вариант 7. Остов дизеля с уложенным в коренные подшипники коленчатым валом.

Прокручивание коленчатого вала дизеля в каждом из исследуемых вариантов осуществлялось при выключенных сцеплении и подаче топлива. На ленту

осциллографа записывались масштаб времени, сила тока стартера, напряжение на клемме стартера и угол поворота коленчатого вала. По отметкам на осциллограмме угла поворота коленчатого вала и соответствующим значениям силы тока $I_{ст.}$ с использованием тарировочной характеристики (рис. 3) и формулы (2) определялись мгновенные величины вращающего момента $M_{ст.д.}$ стартера, приведенные к коленчатому валу дизеля, в зависимости от его угла поворота. Средний момент сопротивления, равный при установившемся режиме вращения коленчатого вала среднему значению приведенного к коленчатому валу дизеля вращающего момента стартера, определен планиметрированием кривой $M_{ст.д} = f(\varphi_{кв.})$ за полный цикл или за два оборота дизеля с помощью персональной ЭВМ на пятой секунде прокручивания коленчатого вала.

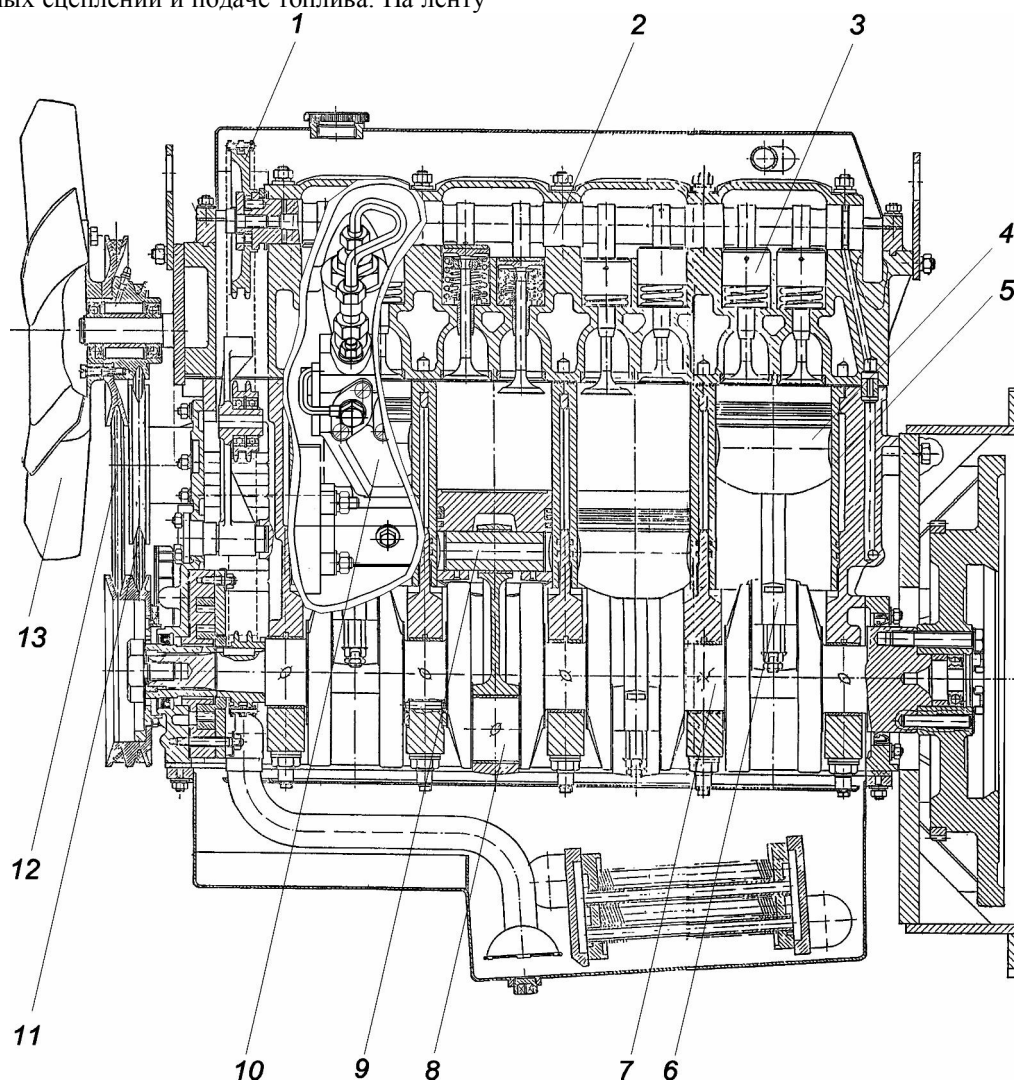


Рис. 1. Продольный разрез дизеля 4ДТНА:

- 1 - звездочка привода кулачкового вала; 2 - кулачковый вал; 3 - толкатель клапана; 4 - поршень; 5 - гильза;
6 - нижняя головка шатуна; 7 - коренная шейка коленчатого вала; 8 - шатунная шейка коленчатого вала;
9 - палец поршневой; 10 - топливный насос высокого давления; 11 - ремень привода водяного насоса и генератора; 12 - ремень привода вентилятора; 13 - вентилятор

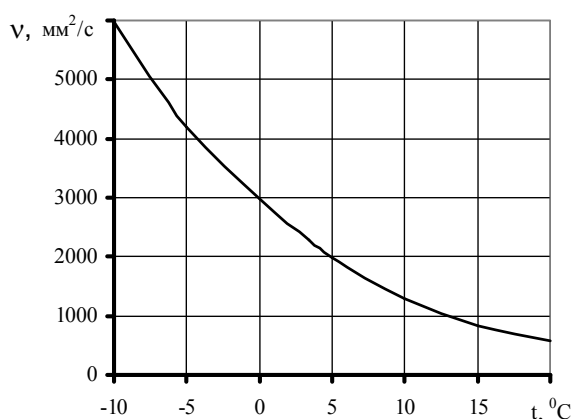


Рис. 2. Вязкостно-температурная характеристика моторного масла Галол М-4042ТД

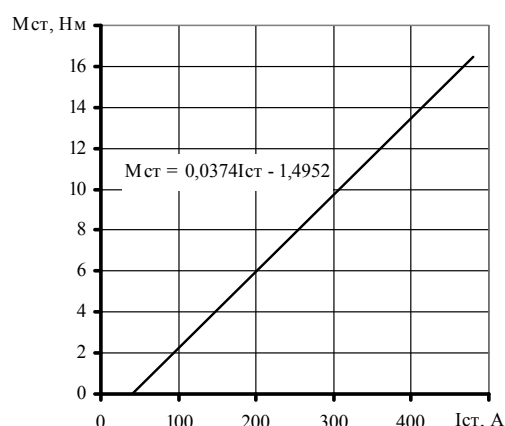


Рис. 3. Тарировочная характеристика стартера Ст. 515.3708

Результаты определения среднего момента сопротивления газовых сил в диапазоне пусковых частот вращения коленчатого вала приведены на рис. 4. Из этих результатов следует, что $M_{г.ср.}$, определяемое для каждой частоты вращения как разность величин моментов кривых 1 и 2 (рис. 4) незначительно (на 1...2 Н·м) увеличивается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала и почти не зависит от теплового состояния дизеля. Так, для обоих тепловых состояний дизеля (-2 и $+7^{\circ}\text{C}$) $M_{г.ср.} = 46$ Н·м для $n = 150 \text{ мин}^{-1}$ и $M_{г.ср.} = 48$ Н·м для $n = 75 \text{ мин}^{-1}$. Предположительной причиной такого протекания зависимости $M_{г.ср.} = f(n)$ является уменьшение неравномерности вращения коленчатого вала дизеля с ростом частоты его прокручивания стартером.

Иная характеристика у моментов сил трения, которые для исследуемого дизеля можно представить в виде четырех составляющих:

$$M_{т.ср.} = M_{н.ср.} + M_{ш.ср.} + M_{к.ср.} + M_{р.ср.} \quad (3)$$

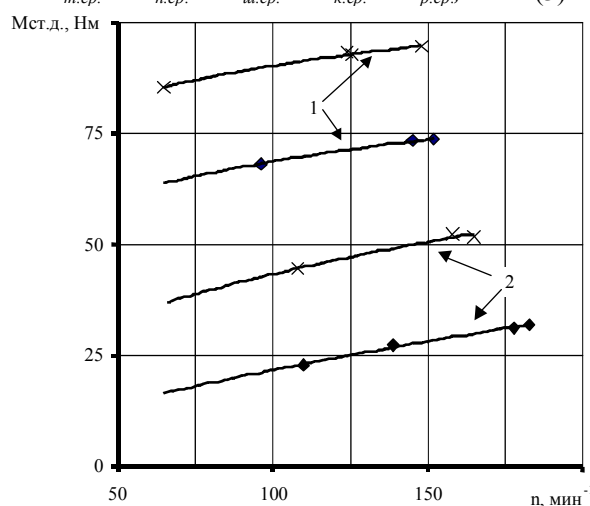


Рис. 4. Характеристика газовых сил дизеля 4ДТНА:

1, 2 - варианты комплектования;
 ◆ - $t = -7^{\circ}\text{C}$, X - $t = -2^{\circ}\text{C}$

где $M_{н.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в кинематических парах поршень-цилиндр, Н·м;

$M_{ш.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в шатунных подшипниках коленчатого вала, Н·м;

$M_{к.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в коренных подшипниках коленчатого вала, Н·м;

$M_{р.ср.}$ - средний момент сил жидкостного трения в подшипниках кулачкового вала механизма газораспределения, Н·м.

Результаты экспериментального определения величин средних моментов сил жидкостного трения при температуре 5°C представлены на рис. 5. На этом же графике нанесены составляющие моментов, затрачиваемых на привод вспомогательных механизмов и удвоенных затрат на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда.

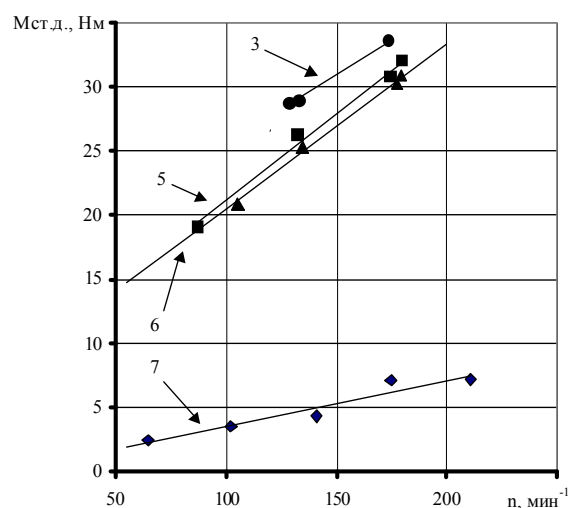


Рис. 5. Относительные характеристики моментов сил трения кинематических пар дизеля и моментов на привод вспомогательных механизмов: 3, 5, 6, 7 - варианты комплектования дизеля

Используя классические формулы источника [1] для моментов сил жидкостного трения, уравнение (3) можно привести к виду:

$$M_{т.ср.} = (a_n + a_{ш} + a_k + a_p) \cdot \eta \cdot \omega_{ср} \cdot (1 + \delta^2/8), \quad (4)$$

где a_n , $a_{ш}$, a_k , a_p - постоянные для конкретного дизеля коэффициенты;

η - динамическая вязкость моторного масла, Па·с;

$\omega_{ср}$ - угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с;

δ - коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала.

По данным графика, рис. 5, для исследуемого дизеля 4ДТНА определены следующие значения коэффициентов уравнения (4):

$$a_k = 0,1884; a_p = 0,0333; a_n + a_{ш} = 0,4441.$$

Вместе с тем, в отличие от момента сопротивления сил трения при прокручивании коленчатого вала в варианте 7 сборки дизеля, средний момент сопротивления вариантов 5 и 6 описывается прямой линией, имеющей при неподвижном коленчатом вале ($\omega_{ср} = 0$) постоянную составляющую момента, равную 7,6 Н·м. Нетрудно предположить, что при демонтированных форсунках топливной аппаратуры и свечах накалывания этой величиной оценивается двойная величина момента, затрачиваемого на наполнение цилиндров и удаление рабочего заряда. Тогда, количественное значение такой составляющей уравнения (1), как $M_{н.ср.}$ может быть определено величиной 3,8 Н·м в диапазоне пусковых частот вращения коленчатого вала. И, наконец, затраты энергии на привод вспомогательных механизмов и покрытие разности усилий открытия и закрытия клапанов механизма газораспределения поддаются сколь-нибудь количественному анализу только при отключении и подключении топливного насоса высокого давления (3,13 Н·м). Затратами энергии на привод остального, обслуживающего дизель оборудования, можно пренебречь.

Таким образом, проведенное исследование дало возможность представить весь характер количественного распределения составляющих среднего момента сопротивления среднестатистического авто-тракторного дизеля 4ДТНА при пусковых частотах вращения коленчатого вала, что в свою очередь позволяет спрогнозировать влияние момента сил жидкостного трения на средний момент сопротивления дизеля в условиях предельной вязкости моторного масла.

Накопленный КП ХКБД опыт разработки и доводки дизелей специального и народнохозяйственного назначения определил величину предельной для холодного пуска динамической вязкости моторного масла $\eta = 3,85$ Па·с. Рассчитанные при этой вязкости величины составляющих моментов сил трения и средний момент сопротивления дизеля

4ДТНА приведены на рис. 6. Как видно из рисунка, при вязкости масла 3,85 Па·с, соответствующей предельной температуре холодного пуска, средний момент сопротивления сил трения соизмерим с суммой всех остальных составляющих момента сопротивления дизеля и при дальнейшем охлаждении становится определяющим фактором невозможности его пуска без предпускового разогрева.

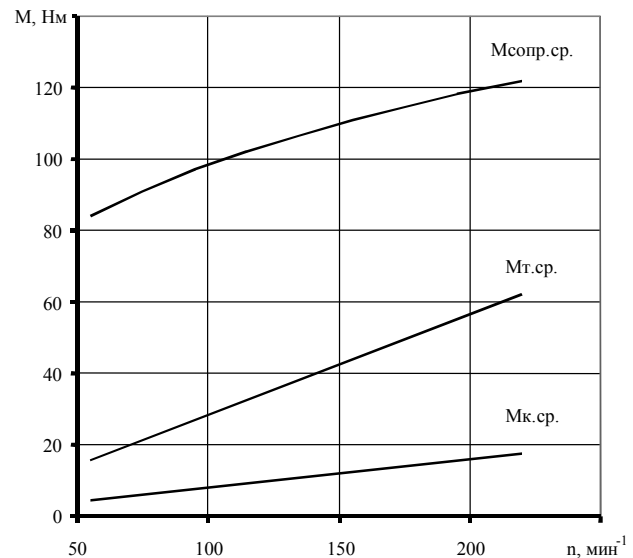


Рис. 6. Соотношение составляющих моментов сил трения и среднего момента сопротивления при пуске дизеля 4ДТНА в условиях предельной вязкости моторного масла

Наиболее весомыми составляющими среднего момента сил трения являются моменты в кинематических парах поршень-цилиндр (~ 56 %) и в коренных подшипниках коленчатого вала (~ 28 %).

Результаты данного исследования могут быть использованы для разработки, доводки новых и модернизации существующих систем предпускового подогрева автотракторных дизелей с целью минимизации массы приводимых ими транспортных средств.

Список литературы:

1. Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей. // М., Машиностроение, 1990, 256с.
2. Henneberger G. System-Optimierung Bordnetz. // Mot. Die Auto-Zeitschrift. №19, 1984. S. I-IV.
3. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бычков В.З., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. Моторное масло Галол М-4042ТД для форсированных дизелей военнотракторных машин. // Машиностроение: Вестник ХГПУ. - Харьков - Выпуск 101, 2000 - С 218-223.